

СГАУ: 6 (У)

У 754

**ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»**

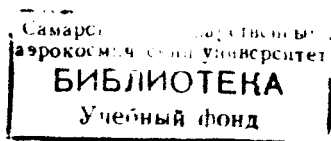
**УСЛОВНОСТИ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ЧЕРЧЕНИЯ
Соединения шпонками.
Соединения шлицевые.
Передачи зубчатые**

САМАРА 2005

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

УСЛОВНОСТИ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ЧЕРЧЕНИЯ
Соединения шпонками.
Соединения шлицевые.
Передачи зубчатые

Методические указания



САМАРА 2005

-2006-

Составители: *Л.М.Рыжкова, С.С.Комаровская*

УДК–621.88:629.7

УСЛОВНОСТИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ЧЕРЧЕНИЯ. Соединения шпонкамв. Соединения шлицевые. Передачи зубчатые: Метод. указания / Самар. гос. аэрокосм. ун-т; Сост. *Л.М. Рыжкова, С.С. Комаровская*. Самара, 2005. 24с.

В методических указаниях приведены основные формулы, необходимые для расчетов при вычерчивании различных видов зубчатых передач, а также справочные материалы из ГОСТов, необходимые для выполнения индивидуальной графической работы. Указания разработаны на основе ГОСТ 2.402-68, 2.403-68, 2.404-68, 2.405-68, 2.406-68, 2.409-68, 2.403-75 “Единой системы конструкторской документации” (ЕСКД).

Предназначены для оказания методической помощи студентам первого и второго курсов, изучающим машиностроительное черчение и инженерную графику.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета

Рецензент: *Л. А. Чемпинский*

СОЕДИНЕНИЕ ШПОНОЧНОЕ

В машиностроении широкое применение получили шпонки – детали, предотвращающие взаимное перемещение соединяемых вала и колеса и предназначенные для передачи крутящего момента с вала на колесо или с колеса на вал.

Шпонка представляет собой стержень (или сегмент диска), входящий одновременно в паз на валу и в паз отверстия на ступице закрепляемой детали (рис.1). Основные виды шпонок стандартизованы:

- клиновые – ГОСТ 24068-80,
- призматические – ГОСТ 23360-78,
- сегментные – ГОСТ 24071-80.

Шпоночные соединения получили очень широкое распространение благодаря простоте и надежности конструкции, удобству сборки и разборки и дешевизне изготовления. Главный недостаток – ослабляется сечение вала из-за наличия шпоночного паза.

Наиболее часто применяют *шпонки призматические*, выпускаемые по ГОСТ 23360-78 (рис.1). Боковые грани у таких шпонок – рабочие, в пазу над шпонкой имеется зазор. Сечение шпонки зависит от диаметра вала, длина – от передаваемого крутящего момента и конструктивных особенностей соединения. Размеры шпоночного паза на валу и в отверстии и размеры шпонки выбирают по табл. 1.

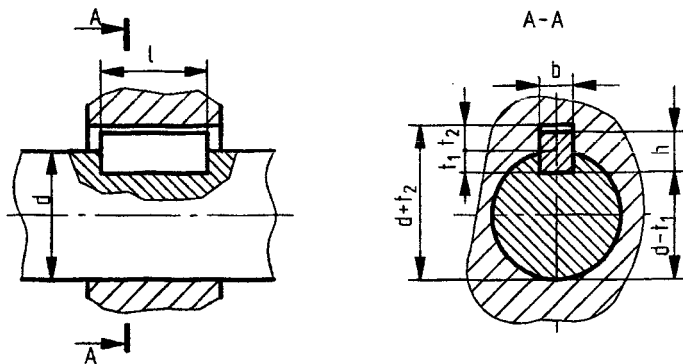


Рис. 1

Таблица 1

Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина шпоночного паза		Длина шпонки l		
		вал t_1	втулка t_2	от	до	ряд длин
Св.10 до 12	4 × 4	2,5	1,8	8	45	6, 8, 10, 12,
12...17	5 × 5	3,0	2,3	10	56	14, 16, 18, 20,
17...22	6 × 6	3,5	2,8	14	70	22, 25, 28, 32,
22...30	8 × 7	4,0	3,3	18	90	36, 40, 45, 50,
30...38	10 × 8	5,0	3,3	22	110	56, 63, 70, 80,
38...44	12 × 8	5,0	3,3	28	140	90, 100, 110,
44...50	14 × 9	5,0	3,3	36	160	125, 140, 160,
50...58	16 × 10	6,0	4,3	45	180	180, 200, 220...
58...65	18 × 11	7,0	4,4	50	200	...
65...75	20 × 12	7,5	4,9	56	220	500

Весьма просты в изготовлении шпонки сегментные (ГОСТ 24071-80), однако они глубоко врезаются в вал (рис.2), поэтому их применяют при передаче небольших крутящих моментов. Справочные данные приведены в табл. 2.

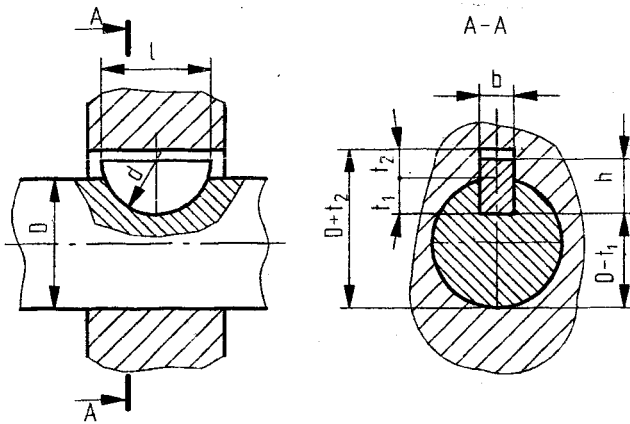


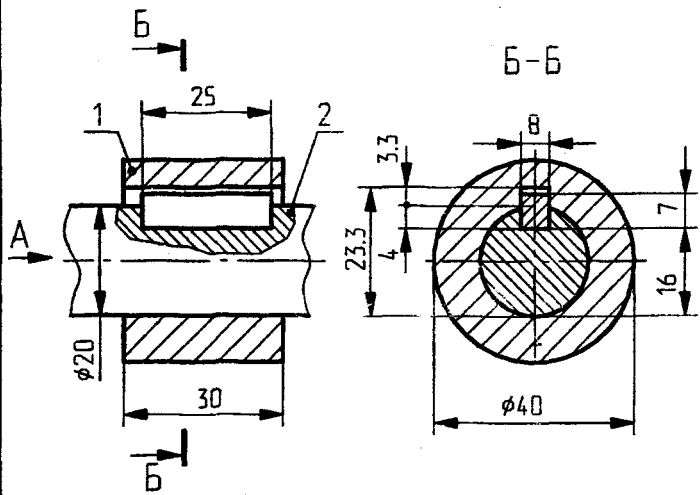
Рис. 2

Таблица 2

Шпонки сегментные (ГОСТ 24071-80)

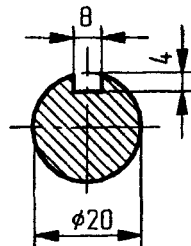
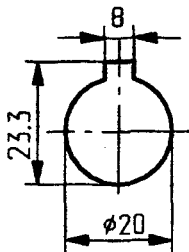
Диаметр вала		Размеры шпонки $b \times h \times d$	Глубина шпоночного паза	
Назначение шпонки			вал t_1	втулка t_2
передача крутящих моментов	фиксация элементов			
Св. 6 до 7	Св. 8 до 10	$2 \times 3,7 \times 10$	2,9	1,0
7...8	10...12	$2,5 \times 3,7 \times 10$	2,7	1,2
8...10	12...15	$3 \times 5 \times 13$	3,8	1,4
10...12	15...18	$3 \times 6,5 \times 16$	5,3	1,4
12...14	18...20	$4 \times 6,5 \times 16$	5,0	1,8
14...16	20...22	$4 \times 7,5 \times 19$	6,0	1,8
16...18	22...25	$5 \times 6,5 \times 16$	4,5	2,3
18...20	25...28	$5 \times 7,5 \times 19$	5,5	2,3
20...22	28...32	$5 \times 9 \times 22$	7,0	2,3
22...25	32...36	$6 \times 9 \times 22$	6,5	2,8

Графическая работа выполняется на формате А4. Пример выполнения графической работы «Соединение шпоночное» представлен на рис. 3.



А (штулка поз.1)

Б-Б(вал поз.2)



24-01-6

Изм.	Лист	И. Воевод.	Толдык	Алла
Разработ.				
Проб.				
Т.критик.				
Исполн.				
Ув.				

Соединение шпонкой
призматической

Литера	Масса	Масштаб
		1:1
Лист	Листов	1

СГАУ гр.

Рис. 3

СОЕДИНЕНИЕ ШЛИЦЕВОЕ

Шлицевое соединение состоит из шлицевого вала и шлицевой втулки с пазами. Иногда это соединение называют многошпоночным, так как в нем шпонки выполнены как одно целое с валом, что позволяет передавать большие крутящие моменты, не ослабляя сечение вала. Кроме этого шлицевое соединение хорошо обеспечивает взаимное центрирование втулки (колеса) и вала, дает возможность взаимного перемещения вдоль оси вала и втулки, повышает прочность при динамических и переменных нагрузках.

Наиболее часто применяют шлицевые соединения с прямоугольной, эвольвентной и треугольной формой зубьев. Стандартизированы соединения с прямобочным и эвольвентным профилем зубьев.

Размеры *прямобочных шлицевых соединений* установлены ГОСТ 1139-80.

Основные параметры: число зубьев z , внутренний диаметр d , наружный диаметр D , ширина зуба b (рис.4). Число зубьев обычно четное и равно $z = 4, 6, 8, 12, 16, 20$. Это облегчает изготовление шлицевых валов и отверстий.

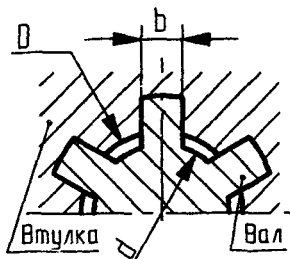


Рис. 4

Эвольвентные шлицевые соединения обладают рядом преимуществ по сравнению с прямобочными: повышенная прочность зуба вследствие утолщения его к основанию (рис.5); повышенная точность изготовления в результате применения в качестве режущих инструментов червячных фрез и возможность шлифования. Так как зуб эвольвентного шлицевого вала (или втулки) утолщается от вершины

его к основанию, то можно определить окружность, по которой ширина впадины равна ширине зуба. Такая окружность называется делительной.

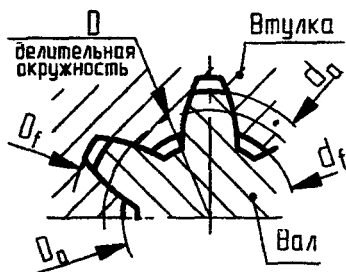


Рис. 5

Расстояние от вершины зуба до делительной окружности (H_a , h_a) называют головкой, а до основания (H_f , h_f) – ножкой зуба.

Основными параметрами эвольвентного шлицевого соединения являются номинальный диаметр D , модуль m и число зубьев z .

По ГОСТ 6033-80 для эвольвентных шлицевых соединений приняты модули и число зубьев

$$m = 1,5; 2; 2,5; 3,5; 5; 7; 10; \quad z = 11 \text{ и более.}$$

Размеры диаметров окружностей – делительной D , вершин зубьев D_a , d_a и впадин D_f , d_f , высота головки H_a , h_a и ножки H_f , h_f зуба рассчитываются по формулам:

делительной	$D = mz;$	
для втулки	$D_f = D + 1,1m,$	$D_a = D - 2m,$
	$H_a = 0,45m,$	$H_f = 0,55m,$
для вала	$d_a = D + 1,1m,$	$d_f = D - 2,2m,$
	$h_a = 0,55m,$	$h_f = 0,55m.$

Треугольные шлицевые соединения (рис. 6) применяют в неподвижных соединениях для передачи небольших крутящих моментов при наличии тонкостенных шлицевых втулок. Основные параметры этих соединений изменяются в следующих пределах:

число зубьев z – от 20 до 70,
 угол *впадин* зубьев на валу – 60, 72, 90°.

В условное обозначение входят буквы «Тр.» , номинальный диаметр D_a и число зубьев z , например, для $D_a = 20$ и $z = 36$: Тр. 20×36.

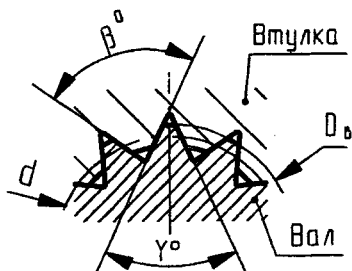


Рис. 6

На чертежах, содержащих *нестандартизованные* шлицевые соединения (например с торцевыми шлицами треугольного профиля), помещают изображение профиля зуба с *впадинами* со всеми необходимыми сведениями (рис. 7, 8).

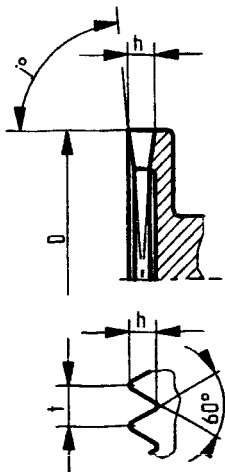


Рис. 7

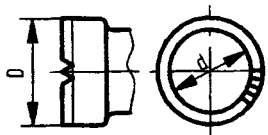


Рис. 8

Согласно ГОСТ 2.409-74 шлицевые соединения на чертежах изображают упрощенно.

Шлицевое соединение *прямоугольного профиля*, как показано на рис. 9.

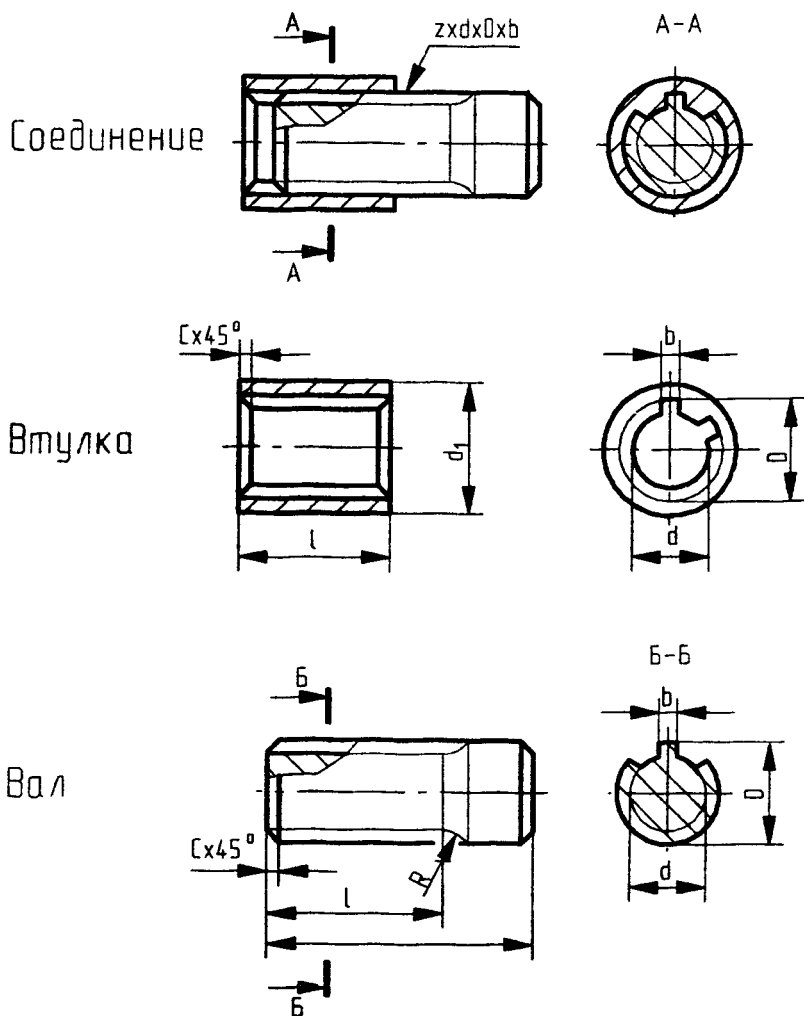


Рис. 9

Шлицевое соединение *эвольвентного профиля*, как показано на рис.10.

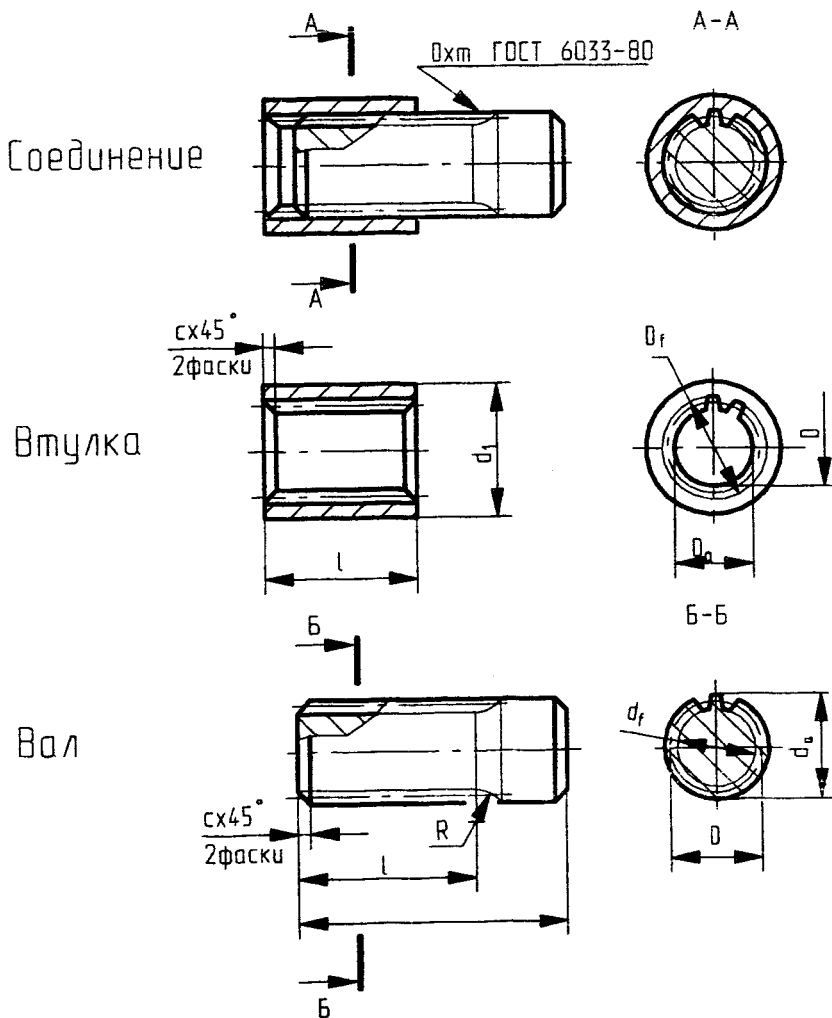


Рис. 10

Характерной особенностью в изображении *эвольвентных* шлицевых соединений, втулок и валов является наличие делительной поверхности (прямая линия или окружность), которая вычерчивается тонкой *штрихпунктирной* линией.

При выполнении графической работы предварительно необходимо подобрать по таблицам ГОСТ основные параметры шлицевого соединения и рассчитать недостающие.

Параметры шлицевых соединений:

прямоугольного профиля выбирают по табл. 3 (ГОСТ 1139-80);

эвольвентного профиля по табл. 4 (ГОСТ 6033-80).

Таблица 3

Основные размеры зубчатых (шлицевых) соединений
прямоугольного профиля (ГОСТ 1139-80)

$z \times d \times D$	b	$z \times d \times D$	b
6×16×20	4	8×42×48	8
6×18×22	5	8×46×54	9
6×21×25	5	8×52×60	10
6×23×28	6	8×56×65	10
6×26×32	6	8×62×72	12
6×28×34	7	10×72×82	12
8×32×38	6	10×82×92	12
8×36×42	7		

Таблица 4

Соединения шлицевые эвольвентные (ГОСТ 6033-80)

Номинальный диаметр D		Модуль m															
		Ряд 1	0,5	—	0,8	—	1,25	—	2	—	3	—	—	5	—	8	—
		Ряд 2	—	0,6	—	1	—	1,5	—	2,5	—	3,5	4	—	6	—	—
Ряд 1	Ряд 2	Число зубьев z															
10	—	18	15	11	8	6											
12	—	22	18	13	10	8	6										
—	14	26	22	16	12	10	8										
15	—	28	23	17	13	10	8	6									
—	16	30	25	18	14	11	9	6									
17	—	32	27	20	15	12	10	7									
—	18	34	28	21	16	13	10	7									
20	—	38	32	23	18	14	12	8	6								
—	22	42	35	26	20	16	13	9	7	6							
25	—	48	40	30	24	18	15	10	8	7							
—	28	54	45	34	26	21	17	12	10	8							
30	—	—	48	36	28	22	18	13	10	8							
—	32	—	52	38	30	24	20	14	11	9	—	6					
35	—	—	57	42	34	26	22	16	12	10	—	7					
—	38	—	62	46	36	29	24	18	14	11	—	8					
40	—	—	64	48	38	30	25	18	14	12	—	8	6				
—	42	—	68	51	40	32	26	20	15	12	—	9	7				
45	—	—	74	55	44	34	28	21	16	13	12	10	7				
—	48	—	78	58	46	37	30	22	18	14	12	10	8	6			
50	—	—	—	60	48	38	32	24	18	15	12	11	8	7			
—	52	—	—	64	50	40	33	24	19	16	12	11	9	7			
55	—	—	—	66	54	42	35	26	20	17	14	12	9	8			
—	58	—	—	70	56	45	37	28	22	18	14	13	10	8			
60	—	—	—	74	58	46	38	28	22	18	16	13	10	8			

Графическая работа выполняется на формате А4. Пример выполнения графической работы представлен на рис. 11.

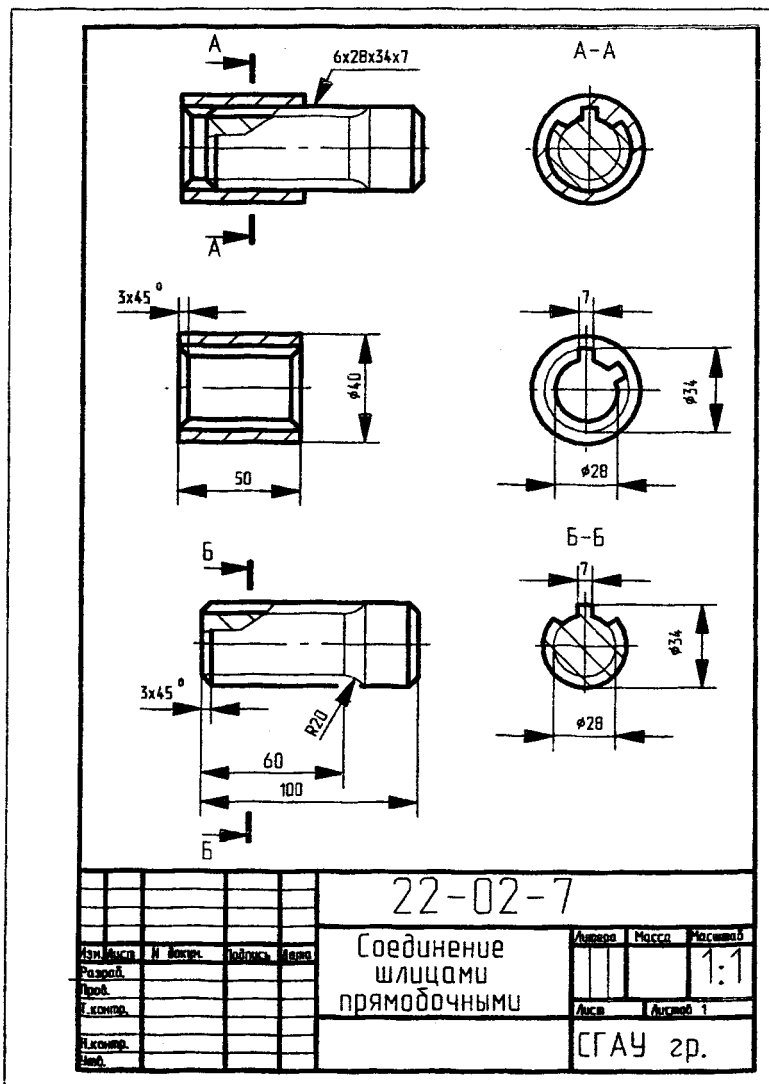


Рис. 11

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Передачами (подвижными соединениями) называют устройства, передающие усилия от двигателя к исполнительным механизмам. Передачи бывают электрические, гидравлические, пневматические и механические. Одним из видов механических передач являются зубчатые передачи.

Для передачи вращательного движения с одного вала на другой, оси которых параллельны, применяют *цилиндрические* зубчатые колеса; если оси валов пересекаются, применяют *конические* зубчатые колеса; при скрещивающихся – *червячные* передачи; для преобразования вращательного движения в поступательное и поступательного во вращательное – *реечная* передача.

Каждая зубчатая передача состоит из двух деталей. В цилиндрических и конических передачах – это *зубчатые колеса* определенного вида, в червячных – *червяк и червячное колесо*, а в реечных – *рейка и зубчатое колесо*.

Рабочая поверхность зуба колеса обычно выполняется по кривым – эвольвенте или циклоиде. В машиностроении в основном применяется эвольвентное зацепление.

Зубчатые передачи обладают высоким коэффициентом полезного действия, надежны, но требуют высокой точности изготовления.

ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА осуществляется парой эвольвентных зубчатых колес, имеющих следующие основные параметры (рис. 12):

d_a – диаметр окружности вершин зубьев;

d_f – диаметр окружности впадин зубьев;

d – диаметр делительной окружности;

m – модуль;

p – шаг;

z – число зубьев.

Делительной окружностью называется окружность, по дуге которой толщина зуба равна ширине впадины. Шаг – расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности.

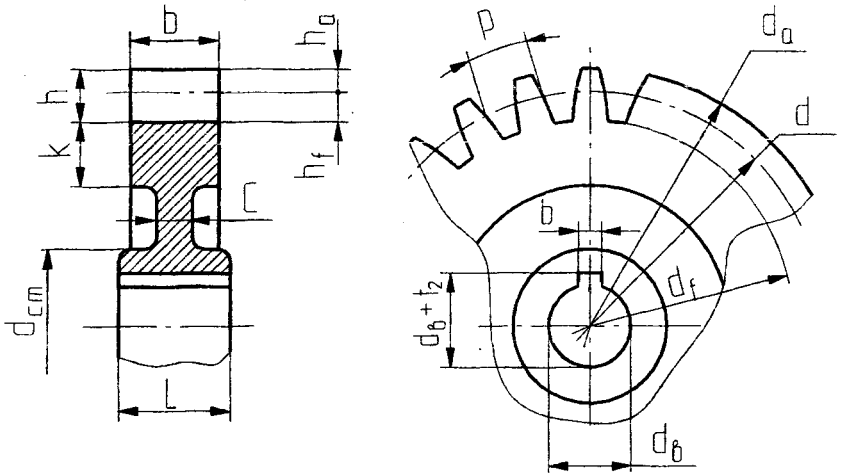


Рис. 12

Из этих определений следует, что шаг $p = \pi d / z$.

Диаметр делительной окружности равен

$$d = zp / \pi.$$

Отношение $p / \pi = m$ называется **модулем** зубчатого зацепления.

Таким образом, диаметр делительной окружности можно определить по формуле

$$d = mz.$$

Модуль – основной расчетный параметр зубчатой передачи. Модули всех видов зубчатых колес стандартизованы. Согласно ГОСТ 9663-60 установлены следующие значения модулей (размер указан в миллиметрах):

1-й ряд – 1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5;
2-й ряд – 1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5.

Для нормального эвольвентного зубчатого зацепления, т.е. изготовленного без смещения режущего инструмента, делительная окружность совпадает с начальной. Начальными называются окружности, по которым в процессе зацепления зубчатые колеса катятся без проскальзывания.

Делительная окружность делит высоту зуба колеса $h = h_a + h_f$ на две части:

верхняя часть h_a – головка зуба;

нижняя часть h_f – ножка зуба.

Для цилиндрических зубчатых колес величины h_a и h_f зуба определяются исходным контуром, размеры которого регламентированы ГОСТ 13755-81 и равны:

$$h_a = m; \quad h_f = 1,25 m.$$

Диаметр окружности выступов зубьев

$$d_a = m(z + 2).$$

Диаметр окружности впадин зубьев

$$d_f = m(z - 2,5).$$

На чертежах зубья колес изображаются согласно ГОСТ 2.403-75 условно, как показано на рис. 13.

Следует обратить внимание на то, что на виде слева цилиндрической зубчатой передачи делительные окружности зубчатых колес касаются друг друга.

Межосевое расстояние передачи рассчитывается по формуле

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2.$$

Геометрия остальных элементов зубчатого колеса определяется из условий прочности и пр. Однако в графической работе при вычерчивании конструктивных элементов зубчатых колес можно пользоваться следующими приближенными (эмпирическими) соотношениями:

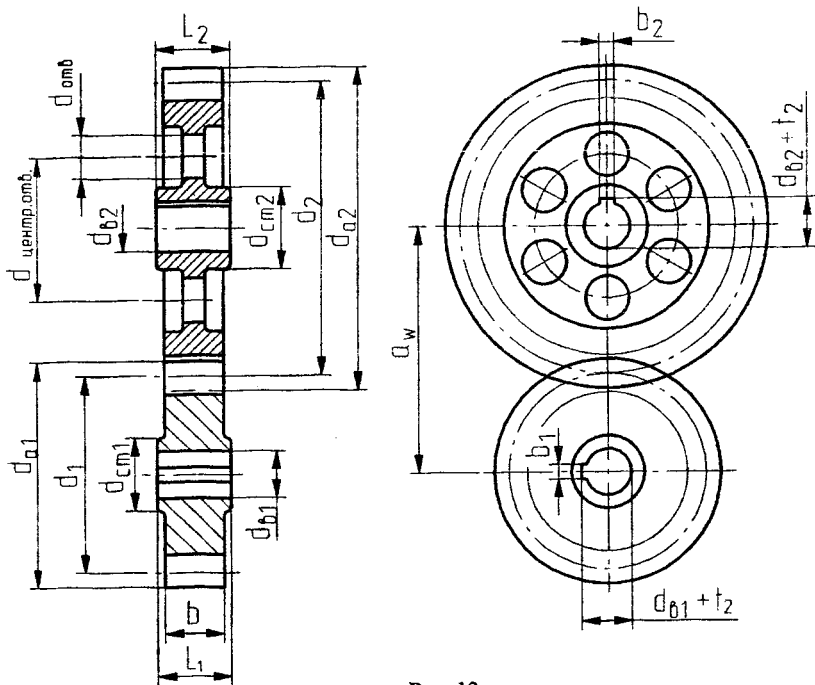


Рис. 13

диаметр отверстия под вал

диаметр ступицы

длина ступицы

толщина обода

ширина зубчатого венца

толщина диска колеса

$$d_g = (0,17 \dots 0,25)d;$$

$$d_{cm} = (1,6 \dots 1,8) d_g;$$

$$L = (1,25 \dots 1,5) d_g;$$

$$K = (1,5 \dots 2) m;$$

$$b = (6 \dots 8) m;$$

$$c = (0,25 \dots 0,3) b.$$

КОНИЧЕСКАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА образуется парой конических зубчатых колес и применяется для передачи вращательного движения с одного вала на другой, когда оси этих валов пересекаются под некоторым углом (чаще всего этот угол 90°).

Конические колеса имеют делительный конус, конусы вершин и впадин зубьев, а также дополнительный конус, на котором располагаются торцевые стороны зубьев.

Размеры зубьев конического колеса (рис. 14), а следовательно и модуль – величины переменные; они уменьшаются к вершине конуса. Поэтому существует понятие дополнительный конус, образующие которого перпендикулярны образующим делительного.

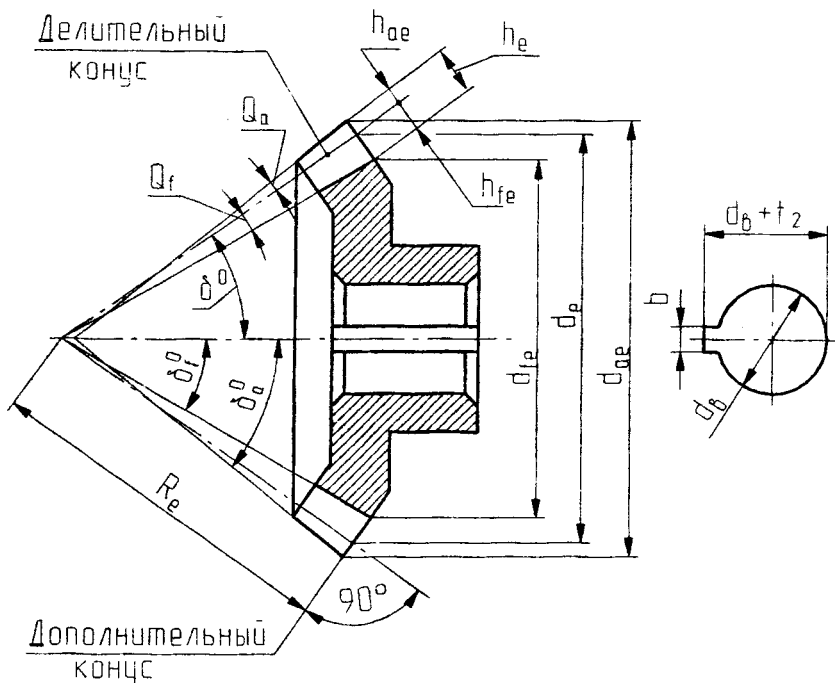


Рис. 14

За основную (расчетную окружность) принимают делительную окружность d_e , лежащую в воображаемой плоскости общего основания конусов – делительного и дополнительного. По дуге этой окружности измеряют шаг и модуль m_e . Значения модуля выбирают из ГОСТ 9563-60. Высота зуба h_e , головки h_{ae} и ножки h_{fe} определяют

ся по образующей дополнительного конуса и регламентируются исходным контуром в соответствии с ГОСТ 13754-81:

$$h_{ae} = m_e;$$

$$h_{fe} = 1,2 m_e.$$

Отсюда следует, что

$$d_e = m_e z;$$

$$d_{ae} = m_e(z + 2 \cos \delta);$$

$$d_{fe} = m_e(z - 2,4 \cos \delta).$$

На чертежах конических зубчатых колес кроме указанных диаметров проставляют углы:

δ – угол делительного конуса;

δ_a – угол конуса вершин зубьев;

δ_f – угол конуса впадин зубьев.

Эти углы определяются по формулам:

$$\operatorname{tg} \delta = z_1 / z_2,$$

где z_1 и z_2 – числа зубьев колес данной зубчатой передачи (угол между осями валов 90°);

$$\delta_a = \delta + \theta_a, \quad \delta_f = \delta - \theta_f,$$

где θ_a и θ_f – углы головки и ножки зуба.

Согласно ГОСТ 19325-73 вершина конуса выступов зубьев смещена по отношению к вершине делительного конуса. Это смещение получается в результате того, что угол головки зуба каждого зубчатого колеса передачи равен углу ножки зуба каждого зубчатого колеса, т.е.

$$\theta_a = \theta_f = \theta.$$

Равенство указанных углов обеспечивает постоянство зазора по длине зубьев сопрягаемых колес в конических зубчатых передачах. Величина угла ножки зуба определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \theta = h_{fe} / R_e = 2,4 \sin \delta / z.$$

Длина образующей делительного конуса (внешнее конусное расстояние) равна:

$$R_e = d_e / 2 \sin \delta.$$

Конструктивное изображение конической зубчатой передачи согласно ГОСТ 2.405-75 показано на рис. 15.

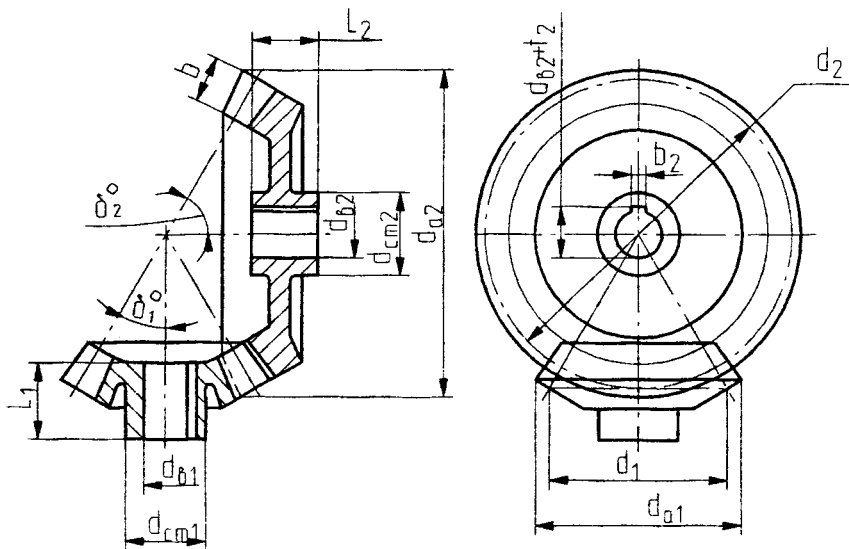


Рис. 15

РЕЕЧНАЯ ПЕРЕДАЧА состоит из зубчатой рейки, находящейся в зацеплении с цилиндрическим зубчатым колесом, и применяется для преобразования вращательного движения в поступательное и поступательного во вращательное.

Основные параметры реечной зубчатой передачи определяются так же, как и для цилиндрической (см. стр. 16-19).

$$H_p = (5 \dots 6) m.$$

На рис. 16 дано конструктивное изображение ременной передачи в соответствии с ГОСТ 2.404-75.

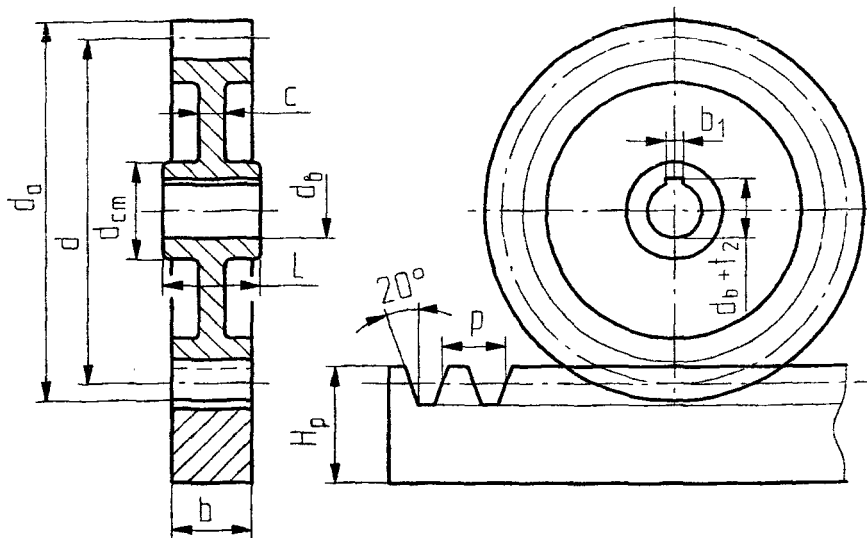


Рис. 16

Графическая работа выполняется на формате А3. Пример выполнения графической работы представлен на рис. 17.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стандарты ЕСКД, по состоянию на 01.01.95.
2. Левицкий В.С. Машиностроительное черчение и автоматизация выполнения чертежей: Учеб. для вузов. -3-е изд., испр. М.: Высш. шк., 2001.
3. Кочнев М.И., Смирнова В.И. Разъемные и неразъемные соединения в машиностроительных и авиационных изделиях: Метод. указания / Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1979.

Учебное издание

**УСЛОВНОСТИ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ЧЕРЧЕНИЯ
Соединения шпонками. Соединения шлицевые.
Передачи зубчатые
Методические указания**

Составители: *Рыжкова Людмила Михайловна,
Комаровская Светлана Семеновна*

Редактор Л. Я. Чегодаева
Компьютерная верстка Т. Е. Половнева

Подписано в печать 20.08.05 г. Формат 60x84 1/16.
Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 1,3. Усл. кр.-отг. 1,4. Уч.-изд. л. 1,5.
Тираж 1000 экз. Заказ 88 . Арт. С-14(Д1)/2005

Самарский государственный аэрокосмический университет.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

РИО Самарского государственного аэрокосмического университета.
443086 Самара, Московское шоссе, 34.